

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2583194号

(45) 発行日 平成9年(1997)2月19日

(24) 登録日 平成8年(1996)11月21日

(51) Int.Cl.⁶
F 1 6 J 15/44

識別記号 庁内整理番号

F I
F 1 6 J 15/44

技術表示箇所
C

請求項の数7(全 8 頁)

(21) 出願番号	特願平5-517927	(73) 特許権者	999999999 カーエスパー・アクチエンゲゼルシャフト ドイツ連邦共和国、67227 フランケン タール、ヨハン・クライン-シュトラ セ 9
(86) (22) 出願日	平成5年(1993)3月24日	(72) 発明者	ガッファル、カール ドイツ連邦共和国、6713 フラインスハ イム、アム・ヴルムベルク 13
(65) 公表番号	特表平7-501605	(74) 代理人	弁理士 奥山 尚男 (外2名)
(43) 公表日	平成7年(1995)2月16日	審査官	秋月 均
(86) 国際出願番号	P C T / E P 9 3 / 0 0 7 0 5	(56) 参考文献	特開 昭50-52458 (J P, A) 特開 昭53-117158 (J P, A) 実開 昭60-147861 (J P, U) 西独国特許公開1937418 (D E, A)
(87) 国際公開番号	W O 9 3 / 2 1 4 6 4		
(87) 国際公開日	平成5年(1993)10月28日		
(31) 優先権主張番号	P 4 2 1 1 8 0 9 . 3		
(32) 優先日	1992年4月8日		
(33) 優先権主張国	ドイツ (D E)		

(54) 【発明の名称】 フローティングリングシール

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 回転軸に対して角度を有し互に対向する面である2つの半径方向壁面と回転軸に平行な回転面である2つの軸方向壁面で囲まれるリング室と、リング室の中に配置されたフローティングリングから成り、異なる圧力が印加される圧力室の間に配置され回転部品を密封するフローティングシールにおいて、上記壁面の中で2つの壁面(5,17)は回転部品(1)の回転数で回転し、残りの2つの壁面(7,8)は静止して形成され、上記壁面(5,7,8,17)により包囲されているリング室(6)の中で上記フローティングリング(4)が自由に可動に配置され、軸に対して角度を有する面である2つの半径方向壁面

2

(5,8)と、回転軸に対して角度を有し上記壁面(5,8)にそれぞれ対向する面であるフローティングリング(4)の半径方向端面(10,9)との間に調整間隙(13,14;27,28)が形成され、上記調整間隙(13,14;27,28)が異なる直径の上に配置されていることを特徴とするフローティングシール。
【請求項2】 フローティングリング(4)の外側及び／又は内側の周縁面が、表面が開いている多孔性の表面構造(24)を備えることを特徴とする請求の範囲第1項に記載のフローティングリングシール。
【請求項3】 フローティングリング(4)の外側及び／又は内側の周縁面に対向して位置する壁面が、表面が開いている多孔性の表面構造(24)を備えることを特徴とする請求の範囲第1項又は第2項に記載のフローティングリングシール。

【請求項4】振動減衰素子として使用され得るフローティングリング(4)の横断面が、前記フローティングリング(4)の高さの少なくとも3倍に相当する軸方向の長さを有することを特徴とする請求の範囲の範囲第1項から第3項のうちのいずれか1つの項に記載のフローティングリングシール。

【請求項5】上記半径方向壁面(5,8)又はフローティングリングの上記半径方向端面(9,10)に設けられている突出部(11,12)が、対向面の対応する凹部(25,26)の中に入り込むことを特徴とする請求の範囲第1項から第4項のうちのいずれか1つの項に記載のフローティングリングシール。

【請求項6】フローティングリング(4.1,4.2)が2つの部品から成り軸方向で移動可能に形成されていることを特徴とする請求の範囲第1項から第5項のうちのいずれか1つの項に記載のフローティングリングシール。

【請求項7】フローティングリング半部(4.1,4.2)が1つ又は複数のばね(30)により互いから押し離されることが可能であることを特徴とする請求の範囲第6項に記載のフローティングリングシール。

【発明の詳細な説明】

本発明は請求の範囲第1項の上位概念に記載のフローティングリングシールに関する。

ポンプから分離されて配置されている駆動装置を有するうず巻ポンプは、吐出媒体がポンプ内部室から軸に沿って流出するのを防止する少なくとも1つの軸シールを有する。さらに付加的なシールが、内部の損失流を制限するためにポンプ内部室の中に設けられている。

通常はうず巻ポンプにおいて軸シールとして使用可能な滑りリングシールは、50m/sのスリップ速度がその使用限界である。この速度領域を越えると作動耐用時間が非常に不満足なものとなる。従って、より急速に回転するうず巻ポンプの場合、不動で無接触の絞り間隙、又はいわゆるフローティングリングシールが一般に使用される。しかし両シール構造は共に、効率損失が大きい欠点がある。1つの回転する部品と、1つの自転する部品との間の絞り間隙をできるだけ狭く形成する試みは、技術的な限界により制限される。例えば水平に配置されている軸を有し高温媒体を吐出する多段うず巻ポンプは、ポンプ内部の羽根車絞り間隙が狭すぎるのでケーシング又は回転子の歪により回転子がブロックされることがある。この問題を除去するために非常にコストがかかる構造措置が公知である。大きい絞り間隙の使用によりこの問題を回避することはできるが、しかしその代りに大きい効率損失を覚悟しなければならない。

複数のフローティングリングがそれぞれ別個のチャンバに配置されている前述の形式の軸密封のためのフローティングリングシールが米国特許第US-A-3213798号明細書から公知である。この場合、フローティングリングと軸との間に絞り間隙が形成され、この絞り間隙の効

果は、絞り間隙の数が多数であるので比較的信頼性が高い。しかし圧力の作用によりこれらの密封リングの端面はそれらのチャンバ壁面と摩擦し、従って回転数が大きい場合には摩耗が大きくなる。同様に自由にそのチャンバの中に配置され羽根車間隙リングとして使用されるフローティングリングが米国特許第US-A-3779667号明細書に開示されている。このフローティングリングも、ポンプの中に圧力が印加されているので、低圧側の端面がケーシング壁面に押圧される。すなわち圧力が小さいときは壁面に接触せずに運動できても、圧力が大きくなると壁面に接触して運動することになる。これ故、周速が小さい場合にはこの解決方法は適用可能であるかもしれないが、しかし周速が大きい場合及び半径方向での回転子振動が大きい場合には適用できない。

本発明の課題は、漏洩流が小さく寿命が長く回転子の歪及び振動により障害を受けない大きい回転数で駆動可能なうず巻ポンプのための密封装置を提供することにある。

上記課題は特許請求の範囲に記載された発明、すなわち下記の発明によって解決された：

1.回転軸に対して角度を有し互いに対向する面である2つの半径方向壁面と回転軸に平行な回転面である2つの軸方向壁面で囲まれるリング室と、

リング室の中に配置されたフローティングリングから成り、

異なる圧力が印加される圧力室の間に配置され回転部品を密封するフローティングシールにおいて、

上記壁面の中で2つの壁面は回転部品の回転数で回転し、

30 残りの2つの壁面は静止して形成され、

上記壁面により包囲されているリング室の中で上記フローティングリングが自由に可動に配置され、

軸に対して角度を有する面である2つの半径方向壁面と、回転軸に対して角度を有し上記壁面にそれぞれ対向する面であるフローティングリングの半径方向端面との間に調整間隙が形成され、

上記調整間隙が異なる直径の上に配置されていることを特徴とするフローティングシール。

2.フローティングリングの外側及び/又は内側の周縁面が、表面が開いている多孔性の表面構造を備えることを特徴とする請求の範囲第1項に記載のフローティングリングシール。

3.フローティングリングの外側及び/又は内側の周縁面に対向して位置する壁面が、表面が開いている多孔性の表面構造を備えることを特徴とする請求の範囲第1項又は第2項に記載のフローティングリングシール。

4.振動減衰素子として使用され得るフローティングリングの横断面が、前記フローティングリングの高さの少なくとも3倍に相当する軸方向の長さを有することを特徴とする請求の範囲の範囲第1項から第3項のうちのい

れか1つの項に記載のフローティングリングシール。
5.上記半径方向壁面又はフローティングリングの上記半径方向端面に設けられている突出部が、対向面の対応する凹部の中に入り込むことを特徴とする請求の範囲第1項から第4項のうちのいずれか1つの項に記載のフローティングリングシール。

6.フローティングリングが2つの部品から成り軸方向で移動可能に形成されていることを特徴とする請求の範囲第1項から第5項のうちのいずれか1つの項に記載のフローティングリングシール。

7.フローティングリング半部が1つ又は複数のばねにより互いから押し離されることが可能であることを特徴とする請求の範囲第6項に記載のフローティングリングシール。作動状態で自由かつ無接触で可動なフローティングリングによりこの解決方法は、ポンプの圧力差が発生する回転構成部品と静止構成部品との間で一般的に適用可能である。調整間隙とはフローティングリングの2つの半径方向端面とリング室の2つの半径方向壁面の間の間隙が狭くなっている部分を意味し、フローティングリングが軸方向に移動することにより一方の調整間隙が広くなると他方の調整間隙が狭くなり、その結果フローティングリングの両端面に作用する軸方向の力が変わる。実施例の欄で詳しく説明するが、両調整間隙によってフローティングリングは軸方向力が平衡する位置を保つ。すなわち作動状態においてもリング室の壁面に接触せずに位置を保つ。従って当接しないのでフローティングリングは、周速が非常に大きい場合にも使用可能である。2つの互いに角度をなす面からなり駆動回転数で回転する壁面からの回転駆動力と、これらの壁面に対向して位置し静止している壁面との間の制動力との平衡により、フローティングリングは、回転する壁面と静止している壁面の間の環状の室の中で、駆動回転数の約1/2に等しい回転数で回転する。その結果、機械が始動又は停止する際にたとえ接触が発生してもその際の回転数は、駆動回転数の最大で1/2程度にすぎない。この結果静止部品と回転部品との間の相対速度が駆動回転数に等しい公知のフローティングリングに比して本発明のフローティングリングの耐摩耗性は大幅に高く、大きい回転数の領域内で支障無く使用できる。

請求の範囲第2項及び第3項に記載の実施例は、調整間隙を小さく保持できる利点を有する。これにより、いわゆる漏洩率を大幅に小さくでき、ひいては効率を高め、エネルギー収支を大幅に改善できる。別の1つの利点は、軸に歪が発生した際に現れる。すなわち、歪により、このように構造化された表面が摩擦されても、ほとんど障害は発生しない、何故ならば表面が多孔性であるので、互いに接触する部品の間に焼付き効果が発生しないからである。付加的な1つの利点は、このように形成されたリングの減衰制動効果が非常に高いことにあり、従って回転系の振動を効果的に克服できる。フローティ

ングリングの内側と外側の半径方向の間隙幅を加算すると、半径方向での接触に対する回転子の運動自由度が大きくなる。

フローティングリングの寸法は小さいので個々のフローティングリングを羽根車間隙リングとして使用できる。複数のフローティングリングを順次に配置することにより、知られているように軸シールとして使用できる。さらに、請求項の範囲第4項に記載の実施例ではこのようなフローティングリングシールを回転系の中の振動減衰素子として使用できる。

壁面又はフローティングリング端面に設けられている突出部が対向面の対応する凹部の中に入り込む別の1つの実施例では、フローティングリングを羽根車間隙リングとして使用する場合に付加的に軸方向及び半径方向の絞り間隙を設けて回転子の軸方向運動を改善する。回転子が軸方向に運動するとき、付加的な軸方向及び半径方向の絞り間隙により、フローティングリングの間隙リングとしての性能が向上する。

同様の目的に請求の範囲第6項及び第7項は利用される。

本発明の実施例が図面に示されており、次に詳細に説明される。

第1図はフローティングリングとそれを包囲するケーシング部分を詳細に示す断面図、

第2図は2重のフローティングリングシールの組込み例を示す断面図、

第3図は羽根車間隙リングの組込み例を示す断面図、

第4図及び第5図は回転構成部品の軸方向遊びが大きい場合の組込み例を示す断面図、

第6図は減衰素子の組込み例を示す断面図である。

第1図にフローティングリングシールの機能原理が示されている。軸又は羽根車等である回転する構成部品1と、静止しているケーシング2との間に圧力 P_1 及び P_2 が存在し、 $P_1 > P_2$ とする。圧力 P_1 又は P_2 が印加される室の間の圧力差に起因して生じ得る漏洩流は、できるだけ小さく保持されなければならない。このために回転構成部品は、自身に密封して固定されているディスク3を有する。ディスク3のフローティングリング4に向いて位置する壁面5と構成部品1の表面は共働して、フローティングリングシールのリング室6の互いに角度をなして配置されている回転する壁面を形成する。すなわち回転子側の壁面は、構成部品1の円筒状表面17と回転軸に垂直なディスク3の表面5からなる。回転壁面に対向して位置し静止ケーシング2の中に配置されている壁面7,8は、リング室6の互いに角度をなして配置されている静止している壁面を形成する。すなわち静止している壁面は、ケーシング2の円筒状の内壁面7と回転軸に垂直な内壁面8からなる。フローティングリング4の端面9,10には、異なる直径の上に配置されている突出部11,12が配置されている。高圧側 P_1 に向いて位置する突出部11

は、低圧側P2に向いて位置する突出部12より小さい直径の上に配置され、壁面8との間に調整間隙13を形成し、これに対して、低圧側P2に向いて位置する突出部12は壁面5と共動して、より大きい直径の上に位置する調整間隙14を壁面5との間に形成する。さらに、リング室6の中に自由に可動に配置されているフローティングリング4はその内径により回転構成部品1に対して、軸方向で貫流される絞り間隙15を形成し、その外径によりケーシング壁面7に対して、軸方向で貫流される絞り間隙16を形成する。突出部11,12は、壁面5又は8の一部として形成することもできる。

調整間隙13,15及び絞り間隙15,16を設けることによりフローティングリング4は、圧力差 $P1 > P2$ が存在する場合に無接触で壁面8,5の間に位置する。絞り間隙15,16を貫流する僅かな漏洩流の動流体力学的作用に起因してフローティングリング4は半径方向でも無接触で担持される。回転壁面5及び17(壁面17は回転構成部品1の表面)によりフローティングリング4は、回転構成部品1の回転数の約1/2に相当する回転数をとる。この原因は、回転壁面の駆動トルクと静止壁面の制動トルクとの平衡にある。軸方向で無接触であることは、室18,19の中の圧力と面積との積が移動調整により平衡状態となることにより実現される。平衡状態になる理由は次のとおりである。

フローティングリング4が図で右側に移動し、調整間隙14がせまくなると、室18の中の圧力P3は高圧側の圧力P1に近くなり、室19の中の圧力は高圧側P1と低圧側圧力の中間の圧力となり、フローティングリング4には右側から左側に押す力が作用する。

他方、フローティングリング4が図で左側に移動し調整間隙13がせまくなると、室19の中の圧力は低圧側の圧力P2に近くなり、室18の中の圧力は高圧側圧力1と低圧側圧力P2の中間の圧力となり、フローティングリング4には左側から右側に押す力が作用する。

すなわちフローティングリング4には、軸方向の変位に対して逆方向の力が作用する。この結果、フローティングリング4は右側からの力と左側からの力が釣り合う軸方向の変位において平衡状態となる。

他方、回転構成部品1、ケーシング2、ディスク3、フローティングリング4等は回転対称に配置され、回転構成部品1とフローティングリング4の間の流体の粘性によりフローティングリング4に、回転構成部品1から回転駆動力が与えられ、フローティングリング4とケーシング2の間の流体の粘性によりフローティングリング4にケーシング2から回転制動力が与えられる。この結果、これらの回転駆動力と回転制動力が釣り合う回転速度でフローティングリング4は回転する。回転速度は、これらの部材の寸法にも依存するが、フローティングシールとしての通常の設計においては回転構成部品1の回転速度の約1/2で回転する。

このようにフローティングリング4は軸方向でも半径方向でも無接触で平衡状態となって回転する。

このとき、フローティングリング4は回転構成部品1と同心に回転する。その理由は次のとおりである。フローティングリング4が偏心すると、フローティングリング4とケーシング2の円筒状表面7間の間隙が広い部分と、丁度それと180°ずれた位置に間隙が狭い部分がでる。表面摩擦効果により、広い部分の方は流速が相対的に速くなり、狭い部分の方は流速が相対的に遅くなる。ベルヌーイの法則により流速の速い部分は圧力が小さくなる。すなわち、間隙が広い部分の圧力は小さくなり、フローティングリング4には間隙が広い部分へ向かう力が作用する。このようにして、フローティングリング4は回転構成部品1と同心に回転する。

第2図は、例えばうず巻ポンプのケーシングのケーシング終端に取付けられるフローティングリングシールの2段形実施例を示す。2段構造の例は、簡単化及び図の明瞭性のために選択された。しかし段数は、遮断する圧力差に依存して増加できる。この場合、高圧側P1はポンプ最終圧力に相当することもある。高温の吐出媒体の漏洩流を冷却するために、このフローティングリングシール構造は、例えば第1のポンプ段から取出され熱交換器22により適切な温度に冷却された遮断水流21が圧入される。作動中は、自由に浮動し自動調整されるフローティングリング4により漏洩流は最小化される。装置が停止している場合、停止時シール23が流体流出を阻止する。静止壁面によりフローティングリング4に作用する制動トルクに起因してフローティングリング4は、回転部品1の回転数より常に小さい回転数をとる。従ってフローティングリング4と回転部品1との間の相対速度は、公知の装置に比して大幅に小さい。これは、狭い間隙で互いに対して動かされる部品の材料問題の面で重要な利点を有する。絞り間隙15,16を貫流する媒体を減少させるためにフローティングリング4は、外方へ向かって開放している多孔性の表面構造24を備える。

第3図は回転部品1がうず巻ポンプの羽根車の回転軸付近の一部である実施例を示す。回転部品1と一緒にディスク3も回転する。回転部品1及びディスク3に対向して、静止壁面を有するケーシング2が位置する。回転部品1及びディスク3とケーシング2との間にリング室6が形成され、リング室6の中にフローティングリング4が、自由に可動に配置されている。

第4図の実施例は、うず巻ポンプに固有の作動条件を考慮している。うず巻ポンプの回転部品は、スラスト軸受の軸受遊び、取付け及び仕上げ公差、熱膨張に起因する大きい軸方向運動を行う。非常に大きい軸方向運動を補償するために、第1図に示されている調整間隙13,14は比較的大きく形成されなければならない。これは第4図の実施例により回避できる。この場合、フローティングリング4の突出部11,12は、ケーシング2の凹部25と

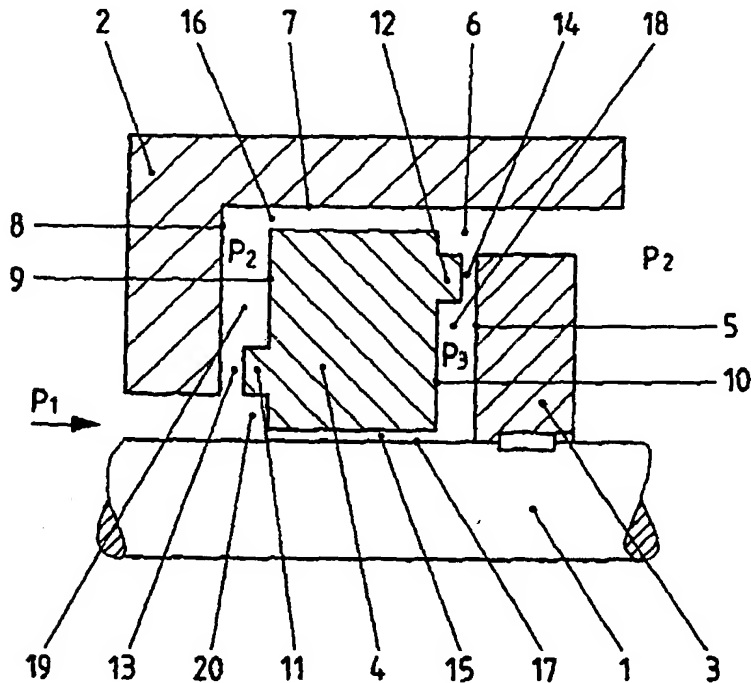
回転ディスク3の凹部26との中に係合する。調整間隙13,14は軸方向で広げられ、調整間隙13,14には付加的に、軸方向で貫流されフローティングリング4が軸方向で移動すると長さが変化する調整間隙27,28が前置接続される。この措置により、回転部品がそれに固定されているディスク3と一緒に軸方向で移動すると、この移動が補償されると同時に漏洩流が制限される。軸方向移動の場合に調整間隙27,28がそのままに維持され、軸方向移動の場合にフローティングリング4がそれを制限する壁面に当接しないように、寸法が選択されることは自明である。この動作は、第1図の実施例の場合と同様である。

第5図の実施例では、第4図の付加的な調整間隙27,28の代りに2段に形成されたフローティングリング部分4.1,4.2が使用される。フローティングリング部分4.1,4.2の間の滑りはめ合せ座部29とばね部材30とにより軸方向での大きな変化を補償できる。ばね部材30は、一体*

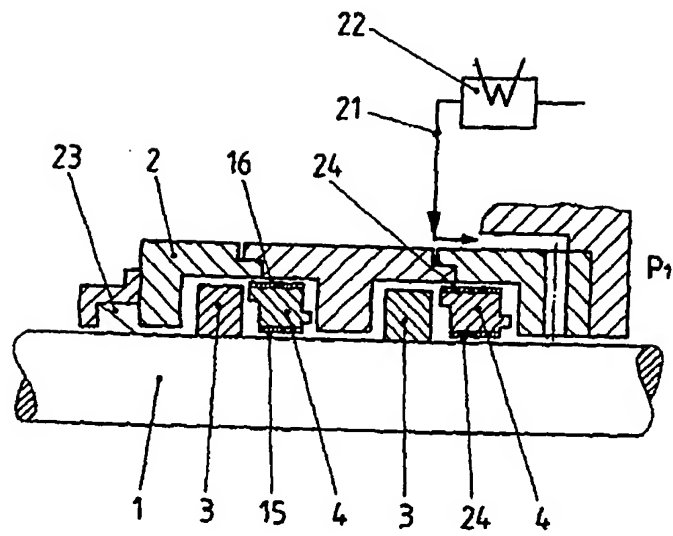
＊的構成部品として又は周縁に分散配置されているばね部材として形成できる。ばね部材30の強度は、それぞれ遮断すべき圧力に整合される。フローティングリング部分4.1,4.2の間の相対運動により、大きい軸方向相対運動を許容でき、しかもその際に調整間隙13,14を狭いままに維持でき、従って室P1及びP2の間の漏洩流を可及的最小に保持できる。漏洩流の減少は、多孔性の表面構造24により促進される。

第6図の実施例は、長さが高さの倍数であるフローティングリング4を示す。この場合、多孔性の表面構造は、ケーシングのフローティングリング4に向いて位置する側にも取付けられている。フローティングリング4は長さが長く2重間隙15,16が軸方向で貫流されるので、非常に強い振動制動作用を回転系に加える。従って、長い軸方向延在長を有する4段ポンプの場合、回転部品の振動動作全体に良好な影響を与えることができる。

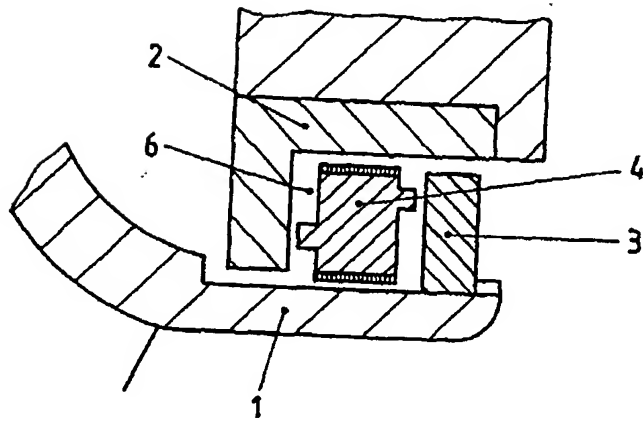
【第1図】



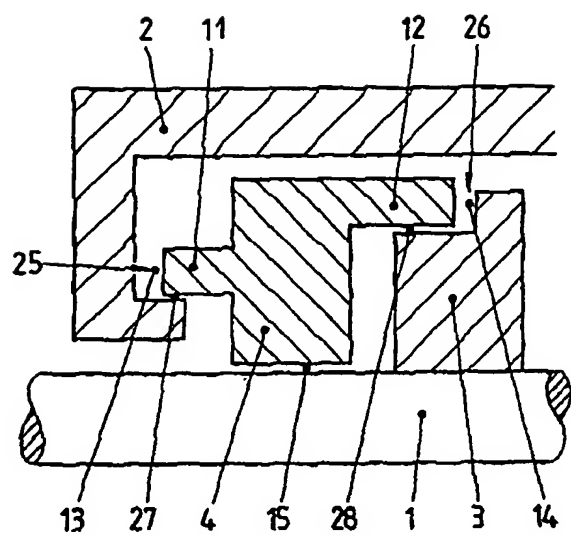
【第2図】



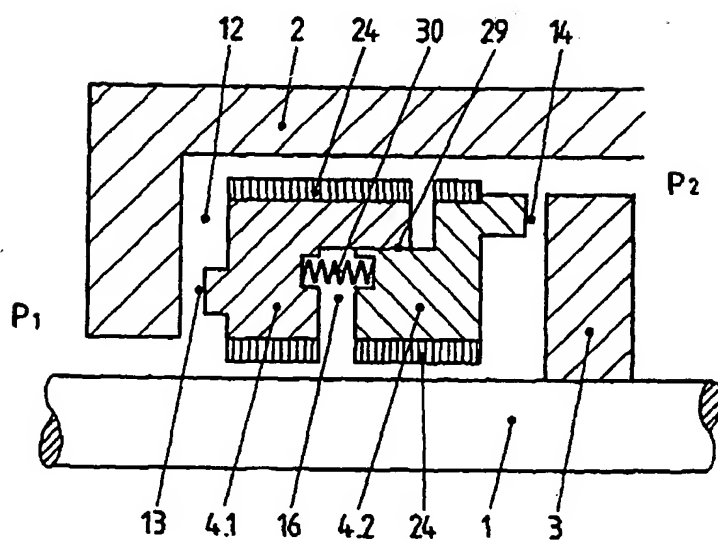
【第3図】



【第4図】



【第5図】



THIS PAGE BLANK (USPTO)